

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2002349977
PUBLICATION DATE : 04-12-02

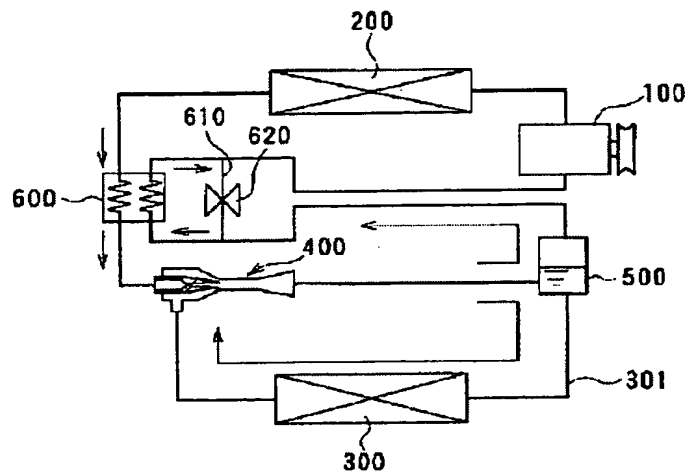
APPLICATION DATE : 24-05-01
APPLICATION NUMBER : 2001156031

APPLICANT : DENSO CORP;

INVENTOR : IKEGAMI MAKOTO;

INT.CL. : F25B 1/00 F25B 40/00

TITLE : HEAT PUMP CYCLE



100 : 圧縮機
200 : 放熱器
300 : 蒸発器
400 : エジェクタ (減圧手段)
500 : 気液分離器
600 : 内部熱交換器

ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To improve capacity of a heat pump cycle (refrigeration cycle).

SOLUTION: When the air temperature of the front surface of a radiator 200 becomes 41°C or higher, heat exchange between high-pressure refrigerant and low-pressure refrigerant is conducted; and when the air temperature of the frontal surface of the radiator 200 becomes lower than 41°C, the heat exchange between high-pressure refrigerant and low-pressure refrigerant is stopped. Since the amount of heat exchange in an internal heat exchanger 600 can be controlled by taking into consideration the improvement in specific enthalpy variation (endothermic capacity) in an evaporator 300, and decreasing the amount of capacity of the cycle by lowering the density of the refrigerant sucked into a compressor 100 due to heat exchange between the high-pressure refrigerant and the low-pressure refrigerant, the capacity of the heat pump cycle (refrigeration cycle) can be improved (high performance factor is maintained).

COPYRIGHT: (C)2003,JPO

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-349977

(P2002-349977A)

(43)公開日 平成14年12月4日(2002.12.4)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マ-ト* (参考)
F 2 5 B 1/00	3 3 1	F 2 5 B 1/00	3 3 1 Z
	3 8 9		3 8 9 A
	3 9 5		3 9 5 Z
40/00		40/00	V

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 7 頁)

(21)出願番号 特願2001-156031(P2001-156031)

(22)出願日 平成13年5月24日(2001.5.24)

(71)出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 武内 裕嗣

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

(72)発明者 池上 真

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

(74)代理人 100100022

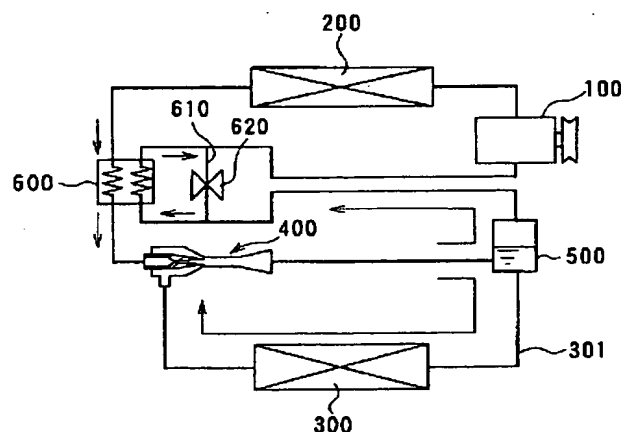
弁理士 伊藤 洋二 (外2名)

(54)【発明の名称】 ヒートポンプサイクル

(57)【要約】

【課題】 ヒートポンプサイクル(冷凍サイクル)の能力を向上させる。

【解決手段】 放熱器200前面の空気温度が41℃以上のときは、高圧冷媒と低圧冷媒とを熱交換し、放熱器200前面の空気温度が41℃未満のときは、高圧冷媒と低圧冷媒との熱交換を中止する。高圧冷媒と低圧冷媒とを熱交換させることにより発生する、蒸発器300での比エンタルピー変化量(吸熱能力)を向上と、圧縮機100に吸入される冷媒の密度が低下によるサイクルの能力低下量とを考慮して、内部熱交換器600での熱交換量を制御することができるので、ヒートポンプサイクル(冷凍サイクル)の能力を向上させる(高い成績係数を維持する)ことが可能となる。



100: 圧縮機
200: 放熱器
300: 蒸発器
400: エジェクタ(減圧手段)
500: 気液分離器
600: 内部熱交換器

【特許請求の範囲】

【請求項１】 低温側の熱を高温側に移動させるヒートポンプサイクルであって、
冷媒を吸入圧縮する圧縮機（１００）と、
前記圧縮機（１００）から吐出した冷媒を冷却する放熱器（２００）と、
冷媒を蒸発させて熱を吸収する蒸発器（３００）と、
前記放熱器（２００）から流出した高圧冷媒を減圧する減圧手段（４００、７００）と、
前記放熱器（２００）から流出した高圧冷媒と前記圧縮機（１００）に吸入される低圧冷媒とを熱交換する内部熱交換器（６００）と、
前記内部熱交換器（６００）における熱交換量を調節する熱交換量調節手段（６１０、６２０）とを備えることを特徴とするヒートポンプサイクル。

【請求項２】 低温側の熱を高温側に移動させるヒートポンプサイクルであって、
冷媒を吸入圧縮する圧縮機（１００）と、
前記圧縮機（１００）から吐出した冷媒を冷却する放熱器（２００）と、
冷媒を蒸発させて熱を吸収する蒸発器（３００）と、
前記放熱器（２００）から流出した高圧冷媒の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換して冷媒を減圧膨張させるノズル（４１０）、前記ノズル（４１０）から噴射する高い速度の冷媒流により前記蒸発器（３００）にて蒸発した気相冷媒を吸引し、前記ノズル（４１０）から噴射する冷媒と前記蒸発器（３００）から吸引した冷媒とを混合させながら速度エネルギーを圧力エネルギーに変換して冷媒の圧力を昇圧させる昇圧部（４２０、４３０）を有するエジェクタ（４００）と、
冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離して冷媒を蓄える気液分離器（５００）と、
前記放熱器（２００）から流出した高圧冷媒と前記圧縮機（１００）に吸入される低圧冷媒とを熱交換する内部熱交換器（６００）と、
前記内部熱交換器（６００）における熱交換量を調節する熱交換量調節手段（６１０、６２０）とを備えることを特徴とするヒートポンプサイクル。

【請求項３】 前記熱交換量調節手段（６１０、６２０）は、高圧冷媒に関する物理量に基づいて前記内部熱交換器（６００）における熱交換量を調節することの特徴とする請求項１又は２に記載のヒートポンプサイクル。

【請求項４】 前記熱交換量調節手段（６１０、６２０）は、高圧冷媒に関する物理量が所定量以上のときは、高圧冷媒と低圧冷媒とを熱交換し、高圧冷媒に関する物理量が所定量未満のときは、高圧冷媒と低圧冷媒との熱交換を中止することの特徴とする請求項３に記載のヒートポンプサイクル。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】本発明は、低温側の熱を高温側に移動させるヒートポンプサイクルに関するものであり、空調装置に適用して有効である。

【０００２】

【従来の技術】ヒートポンプサイクル（冷凍サイクル）の能力を向上させる手段として、例えば特許第２９３１６６８号公報に記載されているように、減圧される前の高圧冷媒と圧縮機に吸入される低圧冷媒とを熱交換する内部熱交換器を設ける手段が知られている。

【０００３】

【発明が解決しようとする課題】ところで、内部熱交換器は、膨張弁等の減圧手段に流入する高圧・高圧冷媒を圧縮機に吸入される低圧・低温冷媒により冷却することにより、蒸発器入口における冷媒の比エンタルピを減少させて蒸発器での比エンタルピ変化量（吸熱能力）を向上させるものであるが、圧縮機に吸入される冷媒は加熱されるため、圧縮機に吸入される冷媒の密度が低下してしまい、サイクル内を循環する質量流量が低下し、却って、ヒートポンプサイクル（冷凍サイクル）の能力が低下してしまうおそれがある。

【０００４】本発明は、上記点に鑑み、ヒートポンプサイクル（冷凍サイクル）の能力を向上させるを目的とする。

【０００５】

【課題を解決するための手段】本発明は、上記目的を達成するために、請求項１に記載の発明では、低温側の熱を高温側に移動させるヒートポンプサイクルであって、冷媒を吸入圧縮する圧縮機（１００）と、圧縮機（１００）から吐出した冷媒を冷却する放熱器（２００）と、冷媒を蒸発させて熱を吸収する蒸発器（３００）と、放熱器（２００）から流出した高圧冷媒を減圧する減圧手段（４００、７００）と、冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離して冷媒を蓄える気液分離器（５００）と、放熱器（２００）から流出した高圧冷媒と圧縮機（１００）に吸入される低圧冷媒とを熱交換する内部熱交換器（６００）と、内部熱交換器（６００）における熱交換量を調節する熱交換量調節手段（６１０、６２０）とを備えることを特徴とする。

【０００６】これにより、高圧冷媒と低圧冷媒とを熱交換させることにより発生する、蒸発器（３００）での比エンタルピ変化量（吸熱能力）の向上と、圧縮機（１００）に吸入される冷媒の密度が低下によるサイクルの能力低下量とを考慮して、内部熱交換器（６００）での熱交換量を制御することができるので、ヒートポンプサイクル（冷凍サイクル）の能力を向上させる（高い成績係数を維持する）ことが可能となる。

【０００７】請求項２に記載の発明では、低温側の熱を高温側に移動させるヒートポンプサイクルであって、冷媒を吸入圧縮する圧縮機（１００）と、圧縮機（１０

0) から吐出した冷媒を冷却する放熱器 (200) と、冷媒を蒸発させて熱を吸収する蒸発器 (300) と、放熱器 (200) から流出した高圧冷媒の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換して冷媒を減圧膨張させるノズル (410)、ノズル (410) から噴射する高い速度の冷媒流により蒸発器 (300) にて蒸発した気相冷媒を吸引し、ノズル (410) から噴射する冷媒と蒸発器 (300) から吸引した冷媒とを混合させながら速度エネルギーを圧力エネルギーに変換して冷媒の圧力を昇圧させる昇圧部 (420、430) を有するエジェクタ (400) と、冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離して冷媒を蓄える気液分離器 (500) と、放熱器 (200) から流出した高圧冷媒と圧縮機 (100) に吸入される低压冷媒とを熱交換する内部熱交換器 (600) と、内部熱交換器 (600) における熱交換量を調節する熱交換量調節手段 (610、620) とを備えることを特徴とする。

【0008】これにより、高圧冷媒と低压冷媒とを熱交換させることにより発生する、蒸発器 (300) での比エンタルピー変化量 (吸熱能力) を向上と、圧縮機 (100) に吸入される冷媒の密度が低下によるサイクルの能力低下量とを考慮して、内部熱交換器 (600) での熱交換量を制御することができるので、ヒートポンプサイクル (冷凍サイクル) の能力を向上させる (高い成績係数を維持する) ことが可能となる。

【0009】なお、熱交換量調節手段 (610、620) は、請求項3に記載の発明のごとく、高圧冷媒に関する物理量に基づいて内部熱交換器 (600) における熱交換量を調節することが望ましい。

【0010】また、熱交換量調節手段 (610、620) は、請求項4に記載の発明のごとく、高圧冷媒に関する物理量が所定量以上のときは、高圧冷媒と低压冷媒とを熱交換し、高圧冷媒に関する物理量が所定量未満のときは、高圧冷媒と低压冷媒との熱交換を中止するように熱交換量を制御することが望ましい。

【0011】因みに、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【0012】

【発明の実施の形態】 (第1実施形態) 本実施形態は、本発明に係るエジェクタサイクル (ヒートポンプサイクル) を二酸化炭素を冷媒とする車両用空調装置に適用したものであり、図1は本実施形態に係るエジェクタサイクルの模式図である。

【0013】100は走行用エンジン等の駆動源 (図示せず) から駆動力を得て冷媒を吸入圧縮する可変容量型の圧縮機であり、200は圧縮機100から吐出した冷媒と室外空気とを熱交換して冷媒を冷却する放熱器 (高圧側熱交換器、ガスクラ) である。

【0014】300は室内に吹き出す空気と液相冷媒と

を熱交換させて液相冷媒を蒸発させることにより室内に吹き出す空気から吸熱して冷凍能力を発揮する蒸発器 (低压側熱交換器) であり、400は放熱器200から流出する冷媒を減圧膨張させて蒸発器300にて蒸発した気相冷媒を吸引するとともに、膨張エネルギーを圧力エネルギーに変換して圧縮機100の吸入圧を上昇させるエジェクタ (減圧手段) である。

【0015】ここで、エジェクタ400は、図2に示すように、放熱器200から流出した高圧冷媒の圧力エネルギー (圧力ヘッド) を速度エネルギー (速度ヘッド) に変換して冷媒を略等エントロピ的に減圧膨張させるノズル410と、ノズル410から噴射する高い速度の冷媒流 (ジェット流) により蒸発器300にて蒸発した気相冷媒を吸引する混合部420、及びノズル410から噴射する冷媒と蒸発器300から吸引した冷媒とを混合させながら速度エネルギーを圧力エネルギーに変換して冷媒の圧力を昇圧させるディフューザ430等の昇圧部からなるものである。

【0016】因みに、本実施形態に係るノズル410は、通路途中に通路面積が最も縮小した喉部410aを有し、かつ、喉部410aからノズル410の出口までの寸法Bが通路断面面積が縮小し始める部位から喉部410aまでの寸法Aより大きい末広ノズル (divergent Nozzle、de Laval Nozzle) である。

【0017】なお、本実施形態では、混合部420の直径はディフューザ430まで一定であるが、混合部420の断面面積をディフューザ430に向かうほど大きくなるようにテーパ状としてもよい。

【0018】また、ノズル410から吹き出す駆動流冷媒の運動量と蒸発器300からエジェクタ400に吸引される吸引流冷媒の運動量との和が保存されるように駆動流冷媒と吸引流冷媒とが混合するので、混合部420においても冷媒の圧力が (静圧) が上昇する。一方、ディフューザ430においては、前述のごとく、通路断面面積を徐々に拡大することにより、冷媒の速度エネルギー (動圧) を圧力エネルギー (静圧) に変換するので、エジェクタ400においては、混合部420及びディフューザ430の両者にて冷媒圧力を昇圧する。そこで、混合部420とディフューザ430とを合わせて昇圧部と呼ぶ。

【0019】また、図1中、500はエジェクタ400から流出した冷媒が流入するとともに、その流入した冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離して冷媒を蓄える気液分離器であり、分離された気相冷媒は圧縮機100に吸引され、分離された液相冷媒は蒸発器300側に吸引される。

【0020】なお、気液分離器500と蒸発器300とを結ぶ冷媒通路301は蒸発器300に吸引される冷媒を減圧して蒸発器300内の圧力 (蒸発圧力) を確実に

低下させるために、キャピラリチューブや固定絞りのごとく、冷媒が流通することにより所定の圧力損失が発生するように設定されている。

【0021】また、600は放熱器200から流出した高压冷媒（エジェクタ400にて減圧される前の冷媒）と気液分離器500から流出して圧縮機100に吸入される低压冷媒とを熱交換する内部熱交換器であり、610は低压冷媒を内部熱交換器600を迂回させて圧縮機100の吸入側に導くバイパス回路である。

【0022】620はバイパス回路610を流通する冷媒量を調節する流量調節弁であり、この流量調節弁620によりバイパス回路610を流通する冷媒量を調節して、気液分離器500から流出した低压冷媒のうち内部熱交換器600を流通する冷媒量を調節することにより、内部熱交換器600における熱交換量を調節する。

【0023】したがって、本実施形態では、バイパス回路610及び流量調節弁620により内部熱交換器600における熱交換量を調節する熱交換量調節手段が構成されている。なお、流量調節弁620及び圧縮機100の容量（圧縮機が1回転する際に吐出される理論吐出量）は、図3に示すように、電子制御装置（ECU）630により制御されており、このECU630には、外気温度（本実施形態では、放熱器200の空気流れ上流側に配設された温度センサ631の検出温度）に基づいて流量調節弁620及び圧縮機100の容量を制御する。

【0024】次に、エジェクタサイクル（ヒートポンプサイクル）の概略作動を述べる。

【0025】圧縮機100が起動すると、気液分離器500から気相冷媒が圧縮機100に吸入され、圧縮された冷媒が放熱器200に吐出される。そして、放熱器200にて冷却された冷媒は、エジェクタ400のノズル410にて略等エントロピ（断熱）的に減圧膨張して蒸発器300内の冷媒を吸引する。

【0026】次に、蒸発器300から吸引された冷媒とノズル410から吹き出す冷媒とは、混合部420にて混合しながらディフューザ430にてその動圧が静圧に変換されて気液分離器500に戻る。

【0027】つまり、ノズル410から流出したジェット流（駆動流冷媒）は、蒸発器300から冷媒を吸引加速させながら、自らはその流速を低下させていく。このとき、混合部420の冷媒出口部（ディフューザ430の冷媒入口部）において、蒸発器300から吸引した吸引ガス（吸引流冷媒）の流速と駆動流冷媒の流速とが略等しくなるように混合し、その混合した冷媒は、ディフューザ430内に流入してその流速を低下させながら、圧力を上昇させる。

【0028】一方、エジェクタ400にて蒸発器300内の冷媒が吸引されるため、蒸発器300には気液分離器500から液相冷媒が流入し、その流入した冷媒は、

室内に吹き出す空気から吸熱して蒸発する。

【0029】次に、流量調節弁620（内部熱交換器600における熱交換量の調節）制御作動について、図4に示すフローチャートに基づいて述べる。

【0030】圧縮機100（エジェクタサイクル）の起動とともに、外気温度（温度センサ631の検出温度）を読み込み、その読み込んだ温度（検出外気温 T_{am} ）が所定温度 T_{amo} （本実施形態では、 41°C ）以上の場合には、流量調節弁620を全閉として気液分離器500から流出した冷媒の略全てを内部熱交換器600に流通させて高压冷媒と低压冷媒とを熱交換する（S100、S110）。

【0031】一方、検出外気温 T_{am} が所定温度 T_{amo} 未満の場合には、流量調節弁620を全開として気液分離器500から流出した冷媒の略全てをバイパス回路610に流通させて内部熱交換器600での熱交換量を略0とする（S100、S120）。

【0032】次に、本実施形態の特徴（作用効果）を述べる。

【0033】図5は放熱器200の空気流れ上流側（放熱器200前面）での空気温度 T_{am} とサイクルの成績係数（ $\text{COP} = \text{蒸発器で発生する冷凍能力} / \text{圧縮機の仕事量}$ ）との関係を示す数値シミュレーション結果であり、一転鎖線は常に高压冷媒と低压冷媒を熱交換させた場合を示し、破線は内部熱交換器を有していない場合を示し、実線は本実施形態を示している。

【0034】そして、図5から明らかなように、本実施形態によれば、高压冷媒に関する物理量である放熱器200の空気流れ上流側（放熱器200前面）での空気温度 T_{am} に基づいて、高压冷媒と低压冷媒との熱交換量を制御しているので、サイクルの成績係数を常に高く維持することが可能である。

【0035】なお、本実施形態では、流量調節弁620を2値（全開及び全閉）的に制御したが、本発明はこれに限定されるものではなく、内部熱交換器600での熱交換量を、高压冷媒に関する物理量（放熱器200の空気流れ上流側（放熱器200前面）での空気温度 T_{am} ）に基づいて連続的に可変制御してもよい。

【0036】（第2実施形態）上述の実施形態では、バイパス回路610は気液分離器500から流出した冷媒が完全に内部熱交換器600を迂回して流通するものであったが、本実施形態では、図6に示すように、内部熱交換器600の途中から冷媒を分岐させて内部熱交換器600を迂回させるようにバイパス回路610を設定したものである。

【0037】（第3実施形態）上述の実施形態では、バイパス回路610は気液分離器500から流出した冷媒を流通させるものであったが、本実施形態は、図7～9に示すように、放熱器200から流出した冷媒を内部熱交換器600を迂回させて流通させるバイパス回路61

1を設けたものである。

【0038】なお、図7は放熱器200から流出した冷媒が完全に内部熱交換器600を迂回して流通するようにバイパス回路611を設定した例であり、図8は内部熱交換器600の途中から冷媒を分岐させて内部熱交換器600を迂回させるようにバイパス回路611を設定した例であり、図9は内部熱交換器600に流入する前の冷媒を分岐させて内部熱交換器600の途中にて冷媒を合流させる例である。

【0039】（第4実施形態）上述の実施形態では、エジェクタ400（ノズル410）にて高圧冷媒を減圧したが、本実施形態は、図10に示すように、膨張弁等の冷媒を略等エンタルピ的に減圧膨張させる減圧手段700にて冷媒を減圧するヒートポンプサイクル（蒸気圧縮式冷凍サイクル）に適用したものである。

【0040】（その他の実施形態）上述の実施形態では、高圧冷媒に関する物理量として、放熱器200の空気流れ上流側（放熱器200前面）での空気温度 T_{am} を採用したが、本発明はこれに限定されるものではなく、例えば高圧側（放熱器200出口側）の冷媒温度又は圧力等を採用してもよい。

【0041】また、上述の実施形態では、二酸化炭素を冷媒とする高圧側圧力が冷媒の臨界圧力以上となるものであったが、これら実施形態はこれに限定されるものではなく、高圧側圧力が冷媒の臨界圧力未満となるものにも適用することができる。

【0042】また、上述の実施形態では、冷房専用の空調装置であったが、本発明はこれに限定されるものでは

なく、冷暖房切替可能な空調装置やヒートポンプ運転により給湯水等の加熱する給湯器等にも適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態に係るヒートポンプサイクルの模式図である。

【図2】本発明の第1実施形態に係るヒートポンプサイクルに適用されるエジェクタの模式図である。

【図3】本発明の第1実施形態に係るヒートポンプサイクルの制御系の模式図である。

【図4】本発明の第1実施形態に係るヒートポンプサイクルの制御フローを示すフローチャートである。

【図5】外気温度とCOPとの関係を示すグラフである。

【図6】本発明の第2実施形態に係るヒートポンプサイクルの模式図である。

【図7】本発明の第3実施形態に係るヒートポンプサイクルの模式図である。

【図8】本発明の第3実施形態に係るヒートポンプサイクルの模式図である。

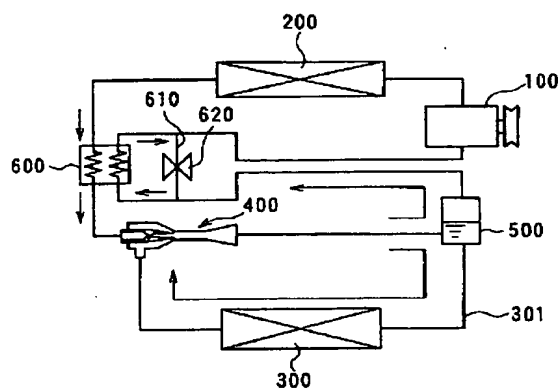
【図9】本発明の第3実施形態に係るヒートポンプサイクルの模式図である。

【図10】本発明の第4実施形態に係るヒートポンプサイクルの模式図である。

【符号の説明】

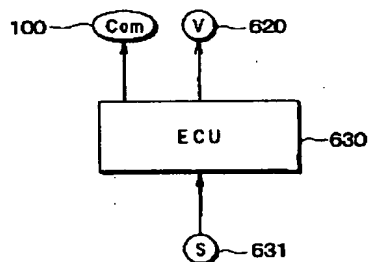
100…圧縮機、200…放熱器、300…蒸発器、400…エジェクタ（減圧手段）、500…気液分離器、600…内部熱交換器。

【図1】

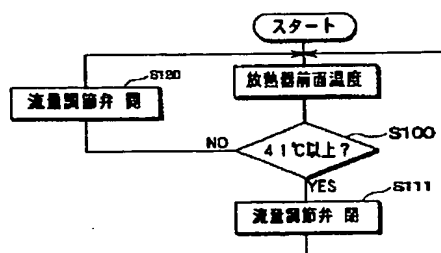


100: 圧縮機
200: 放熱器
300: 蒸発器
400: エジェクタ（減圧手段）
500: 気液分離器
600: 内部熱交換器

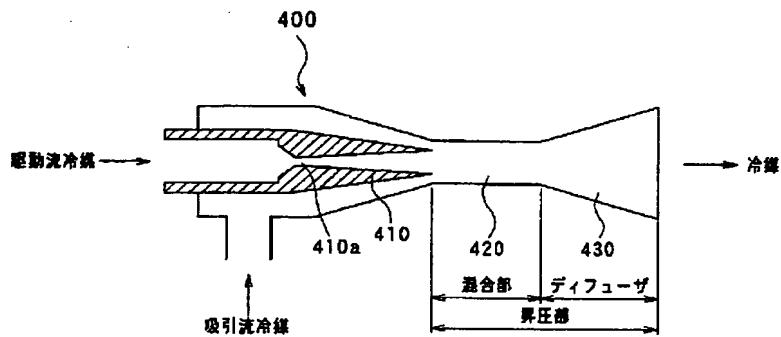
【図3】



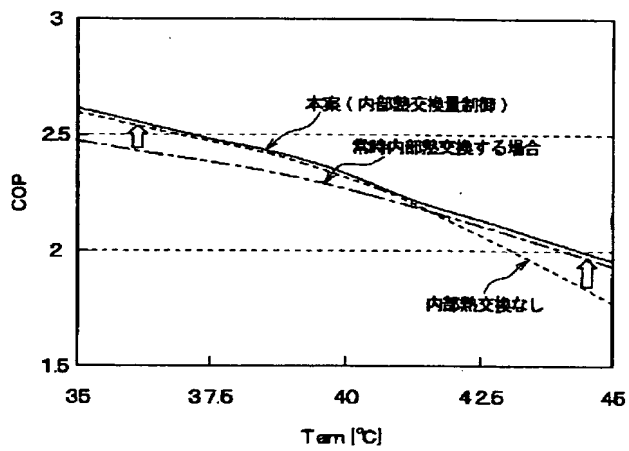
【図4】



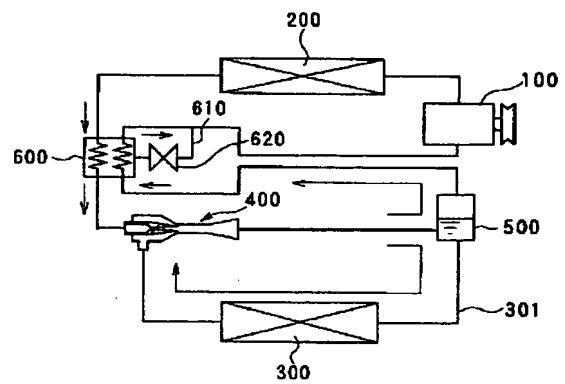
【図2】



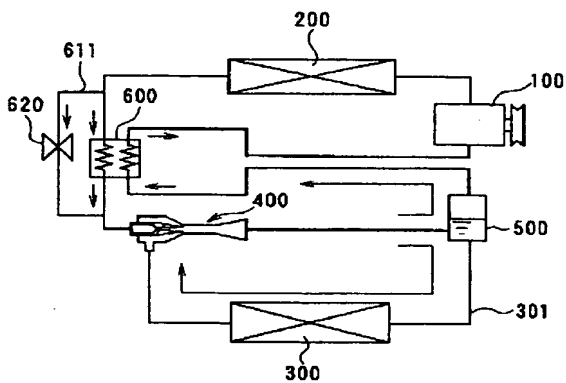
【図5】



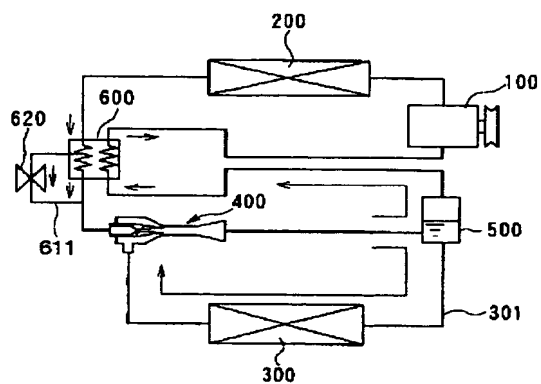
【図6】



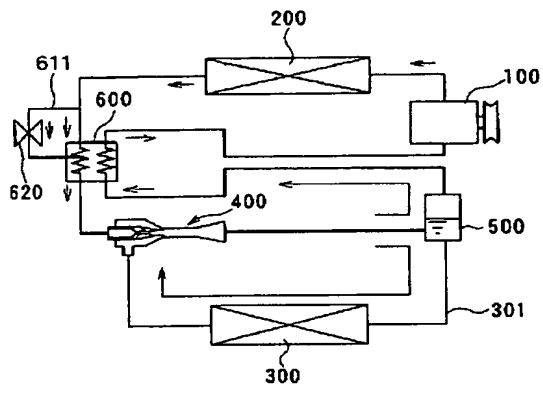
【図7】



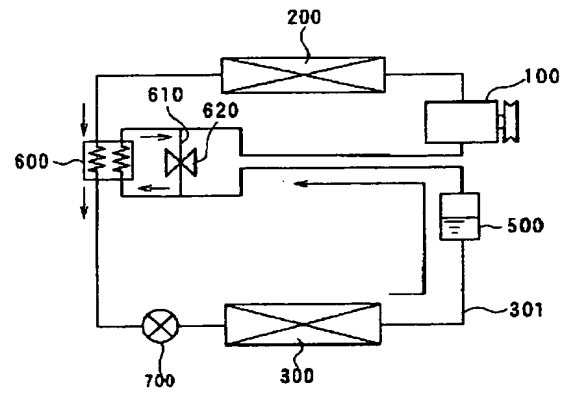
【図8】



【図9】



【図10】



THIS PAGE BLANK (USPTO)